

KREUTER F...

# BUNDESREPUBLIK DEUTSCHLAND



4842-0102PUS1

10/798,377

Birch, Stewart, Kulasch  
+ Birch, LLP

703-205-8000

## Prioritätsbescheinigung über die Einreichung einer Patentanmeldung

Aktenzeichen: 103 11 358.4

Anmeldetag: 14. März 2003

Anmelder/Inhaber: Meta Motoren- und Energie-Technik GmbH,  
52134 Herzogenrath/DE

Bezeichnung: Hubkolbenbrennkraftmaschine, Verfahren zu  
ihrem Betreiben sowie Vorrichtung zum Verstellen  
der Hubfunktion eines Ladungswechselventils

IPC: F 02 B, F 01 L



Die angehefteten Stücke sind eine richtige und genaue Wiedergabe der  
ursprünglichen Unterlagen dieser Patentanmeldung.

München, den 6. April 2004  
Deutsches Patent- und Markenamt  
Der Präsident  
Im Auftrag



CERTIFIED COPY OF  
PRIORITY DOCUMENT

Stromberg

HUBKOLBENBRENNKRAFTMASCHINE, VERFAHREN  
ZU IHREM BETREIBEN SOWIE VORRICHTUNG ZUM VERSTELLEN  
DER HUBFUNKTION EINES LADUNGSWECHSELVENTILS

5

Die Erfindung betrifft eine Hubkolbenbrennkraftmaschine, ein Verfahren zum Betreiben einer solchen Hubkolbenbrennkraftmaschine und eine Vorrichtung zum Verstellen der Hubfunktion eines Ladungswechselventils.

10 Bei Hubkolbenbrennkraftmaschinen ist es üblich, jedem Kolben einen eigenen Zylinder mit Brennraum und Einlaß- und Auslaßventilen zuzuordnen.



Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, eine Hubkolbenbrennkraftmaschine zu schaffen, die bezogen auf ihr Drehmoment und ihre Leistung mit vermindertem Bauraum und einer

15 geringeren Anzahl an Bauteilen auskommt.

Eine Lösung dieser Aufgabe wird mit einer Hubkolbenbrennkraftmaschine gemäß dem Anspruch 1 erzielt.

20 Die erfindungsgemäße Brennkraftmaschine enthält anstelle der herkömmlichen Zylinder Doppelzylinder, in deren Einzelzylindern jeweils ein Kolben arbeitet, wobei die beiden Kolben eines Doppelzylinders sich gleichsinnig bewegen und beispielsweise mit einer gemeinsamen Kurbel einer Kurbelwelle verbunden sind. Dadurch, dass die Zylinderräume zumindest während eines Teils der zyklischen Bewegung der Kolben miteinander verbunden sind, bilden

25 sie einen gemeinsamen Brennraum, dessen Ladungswechsel in unterschiedlichster Weise über Ventile gesteuert werden kann, beispielsweise dadurch, dass über dem einen Kolben wenigstens ein Einlaßventil und über dem anderen Kolben wenigstens ein Auslaßventil angeordnet ist. Gegenüber herkömmlichen Brennkraftmaschinen kann bei gleichem Hubraum mit kleineren Kolben gearbeitet werden, wodurch höhere Drehzahlen und entsprechend höhere Leistungen

30 möglich sind. Dadurch, dass nicht jedem Kolben eigene Ein- und Auslaßventile zugeordnet sind, ist die Anzahl der Bauteile vermindert.

Gemäß dem Anspruch 2 ist es im Hinblick auf mehrere Aspekte vorteilhaft, wenn die beiden Kolben eines Doppelzylinders ihre obere Totpunktstellung gleichzeitig erreichen.

Die Ansprüche 3 und 4 sind auf zwei Ausführungsformen der Hubkolbenbrennkraftmaschine gerichtet, bei denen die Kolben ihre oberen Totpunktstellungen gleichzeitig erreichen.

- 5 Die Ansprüche 5 bis 7 kennzeichnen vorteilhafte konstruktive Merkmale von Ausführungsformen der erfindungsgemäßen Brennkraftmaschine.

Die Ansprüche 8 bis 10 kennzeichnen vorteilhafte Gestaltungen des Brennraums.

- 10 Mit den Merkmalen der Ansprüche 11 bis 13 ist eine Brennkraftmaschine geschaffen, die auch im Zweitaktbetrieb betrieben werden kann.

- Die Ansprüche 14 bis 17 kennzeichnen vorteilhafte Arbeitsverfahren, wie sie mit der erfindungsgemäßen Hubkolbenbrennkraftmaschine durchgeführt werden können.

- 15 Die Ansprüche 18 bis 23 kennzeichnen eine Vorrichtung zum Verstellen der Hubfunktion eines Ladungswechselventils, wie sie für die erfindungsgemäße Brennkraftmaschine vorteilhaft verwendet werden kann.

- 20 Die Erfindung wird im Folgenden anhand schematischer Zeichnungen beispielsweise und mit weiteren Einzelheiten erläutert, wobei die erfindungsgemäße Brennkraftmaschine als Doppelkolbenmotor bezeichnet wird.

In den Zeichnungen stellen dar:

- 25 Fig. 1 einen Schnitt senkrecht zur Kurbelwellenachse durch einen Doppelkolbenmotor,  
Fig. 2 einen Schnitt senkrecht zur Kurbelwellenachse durch einen Doppelkolbenmotor mit abgeändertem Kurbeltrieb,  
Fig. 3 schematische Aufsicht auf einen Teil der Kurbelwelle des Motors gem. Fig. 2,  
Fig. 4 einen Schnitt senkrecht zur Kurbelwellenachse durch einen Doppelkolbenmotor mit abgeändertem Kurbeltrieb,  
30 Fig. 5 einen Schnitt senkrecht zur Kurbelwellenachse durch einen Doppelkolbenmotor mit abgeändertem Kurbeltrieb,  
Fig. 6 einen Schnitt senkrecht zur Kurbelwellenachse eines abgeänderten Doppelkolbenmotors,

Fig. 7 eine schematische Aufsicht auf einen Ausschnitt eines Doppelkolbenmotors,

Fig. 8 einen Ausschnitt eines Schnittes parallel zur Kolbenbewegung eines Doppelkolbenmotors,

Fig. 9 einen Ausschnitt eines Schnittes parallel zur Kolbenbewegung einer Ausführung des Doppelkolbenmotors mit Schlitten,

Fig. 10 ein Detail aus Fig. 9 zur Erläuterung der Ausbildung der Kolben und der Anordnung der Schlitz

Fig. 11 eine perspektivische Ansicht einer für ein Umschalten zwischen Zwei- und Viertaktbetrieb geeigneten Nockenwelle,

Fig. 12 eine perspektivische Darstellung von Bauteilen eines zwischen Zwei- und Viertaktbetrieb umschaltbaren Ventiltriebs, und

Fig. 13 eine perspektivische Gesamtansicht des zwischen Zwei- und Viertaktbetrieb umschaltbaren Ventiltriebs,

Fig. 14 einen Mittelschnitt durch die Hebel gemäß Fig. 13 zur Erläuterung eines Umschalt- bzw. Verriegelungsmechanismus,

Fig. 15 die Anordnung gemäß Fig. 14 in einem anderen Betriebszustand und

Fig. 16 einen Ausschnitt eines Schnittes parallel zur Kolbenbewegung zur Darstellung einer weiteren Gestaltung eines Brennraums.

Gemäß Fig. 1 weist ein Doppelkolbenmotor ein Motorgehäuse 2 auf, in dem eine Kurbelwelle 4 mit der Achse A gelagert ist. Die Kurbelwelle 4 weist wenigstens eine Kurbel auf, an der Pleuel 6 und 8 gelagert sind, die jeweils mit einem Kolben 10 und 12 verbunden sind, wobei jeder Kolben sich in einem Einzelzylinder 14 und 16 einer Doppelzylindereinheit 17 bewegt. Die im Querschnitt vorteilhafterweise kreiszylindrischen Einzelzylinder 14 und 16 haben eine gemeinsame Wand 18.

Die Achse A der Kurbelwelle 4 befindet sich im dargestellten Beispiel mittig zwischen den senkrechten Zylinderachsen.

Die Einzelzylinder 14 und 16 sind nach oben offen, so dass deren Zylinderräume 19 und 20 in einen im Zylinderkopf ausgebildeten, im dargestellten Beispiel kegel- bzw. dachförmigen, gemeinsamen Brennraum 21 übergehen. In den Brennraum mündet wenigstens ein Einlasskanal 22 und wenigstens ein Auslasskanal 24. Im Einlasskanal 22 arbeitet wenigstens ein Ein-

lassventil 26. Im Auslasskanal 24 arbeitet wenigstens ein Auslassventil 28. Wenigstens eine Zündkerze 30 ist zentral im Brennraum angeordnet, falls der Motor als Otto-Motor arbeitet.

Die Kolben 10 und 12 bewegen sich, bedingt durch den unterschiedlichen seitlichen Versatz zwischen der Kurbel der Kurbelwelle und den Bewegungsachsen der Kolben, nicht genau synchron sondern mit unterschiedlicher Voreilung des einen Kolbens gegenüber dem anderen Kolben.

Für einen optimalen Betrieb des Doppelkolbenmotors, z.B. gute Füllung und wenig Restgas und hohe Kompression bei Ausbildung als Dieselmotor ist es zweckmäßig, wenn die beiden Kolben ihren oberen Totpunkt gleichzeitig erreichen. Das ist mit der Anordnung gemäß Fig. 1, bei der die Lagerachsen der Pleuel 6 und 8 auf dem Kurbelzapfen zusammenfallen, nicht möglich, da jeder Kolben seinen oberen Totpunkt in Strecklage seines zugehörigen Pleuels erreicht, d. h. in der Lage, in der die Achse A der Kurbelwelle, die Achse der Lagerung des jeweiligen Pleuels an dem Kurbelzapfen und die Achse der Lagerung des Pleuels am Kolben auf einer Geraden liegen.

Fig. 2 zeigt eine Möglichkeit, wie gleichzeitige obere Totpunktstellungen der Kolben realisiert werden können. Dazu ist der Kurbelzapfen der Kurbelwelle geteilt ausgeführt und weist zwei in Längsrichtung der Kurbelwelle beabstandete und bezüglich des Umdrehungswinkels zueinander versetzte Kurbelzapfenabschnitte auf, die derart angeordnet sind, daß die beiden Pleuel gleichzeitig in Strecklage kommen. Die Achse des einen Kurbelzapfens ist mit B, die des anderen Kurbelzapfens mit C bezeichnet.

Fig. 3 zeigt schematisch eine Aufsicht auf einen Ausschnitt der Kurbelwelle 4 mit einem Kurbelzapfenabschnitt (Achse B), auf dem das Pleuel 6 gelagert ist, und einem Kurbelzapfenabschnitt (Achse C), auf dem das Pleuel 8 gelagert ist. Wie ersichtlich, sind, wenn die Pleuel 6 und 8 jeweils in einer Ebene befindliche Kurbel- und Kolbenlager haben, die Einzelzylinder 14 und 16 nicht nur senkrecht zur Achse A der Kurbelwelle voneinander entfernt, sondern auch in axialer Richtung der Kurbelwelle zueinander versetzt.

Fig. 4 zeigt eine weitere Möglichkeit, die Kolben 10 und 12 über ihre Pleuel 6 und 8 derart mit der Kurbelwelle 4 zu verbinden, daß die Kolben gleichzeitig ihren oberen Totpunkt einnehmen. Dazu ist auf dem Kurbelzapfen 32 der Kurbelwelle 4 ein Brückenglied 36 gelagert,

an dessen von dem Kurbelzapfen abgewandten Seiten die Pleuel 6 und 8 gelagert sind. Um zu gewährleisten, daß das Brückenglied 36 sich in einer wohl definierten Kippstellung befindet, in der beide Kolben sich in ihrer oberen Totpunktstellung befinden, ist eine Führungseinrichtung in Form eines am Pleuel 6 ausgebildeten Ansatzes gebildet, der mit einem Zapfen 40 in eine umlaufende Nut 42 eingreift, die in einer starr mit der Kurbelwelle verbundenen Kurvenscheibe 44 ausgebildet ist. Durch die Anordnung der Nut 42 relativ zur Achse des Kurbelzapfens 32 können die Bewegungsbahnen der Kolben 10 und 12 beeinflusst werden.

Es versteht sich, daß die beschriebenen Ausführungsformen nur beispielhaft für Möglichkeiten sind, den Kurbeltrieb derart auszubilden, daß die Kolben 10 und 12 bei Verwendung nur einer Kurbelwelle sich gleichzeitig in ihrem oberen Totpunkt befinden.

Fig. 5 zeigt eine Möglichkeit, wie das gleichzeitige Erreichen des oberen Totpunkts der Kolben 10 und 12 annähernd realisiert werden kann. Bei dieser Ausführungsform ist das Pleuel 8 unmittelbar auf einem Kurbelzapfen 32 der Kurbelwelle gelagert, wohingegen das Pleuel 6 an einem Ansatz 48 des Pleuels 8 gelagert ist. Die Anordnung der Lagerachse D des Pleuels 6 an dem Ansatz 34 ist derart, dass beide Kolben 10 und 12 annähernd gleichzeitig in ihre obere Totpunktlage gelangen. Es versteht sich, dass durch Wahl der Lage der Lagerachse D am Ansatz 48 bzw. deren Versatz zur Achse des Kurbelzapfens 32 unterschiedliche obere Totpunktlagen, untere Totpunktlagen und Vorläufe bzw. Nachläufe zwischen den Kolben 10 und 12 realisierbar sind.

Bei den bisher geschilderten Ausführungsformen sind die Zylinder 14 und 16 parallel zueinander. Fig. 6 zeigt eine Ausführungsform, bei der die Zylinder 14 und 16 in einem Winkel zueinander angeordnet sind, so daß sich die Achsen mit zunehmender Entfernung von der Kurbelwelle voneinander entfernen und in Gegenrichtung zumindest in Ansicht in Kurbelwellenrichtung schneiden. Der Schnittpunkt der Zylinderachsen muss nicht zwangsläufig mit der Achse der Kurbelwelle zusammenfallen. Die Hemden der Kolben 10 und 12 können in ihren einander zugewandten Bereichen ausgeschnitten werden, wodurch eine kompaktere Bauweise möglich ist.

Bei dem erfindungsgemäßen Doppelkolbenmotor stehen über den Kolben für die Einlaß- und Auslaßventile große Querschnitte zur Verfügung. Insbesondere bei dachförmigen Brennräumen gem. Fig. 1 und 2 ist es vorteilhaft, drei Einlaßventile 26 und drei Auslaßventile 28 an-

zuordnen, um die verfügbaren Querschnitte optimal zu nutzen, wie in Fig. 7 schematisch dargestellt. Die Ausbildung mit je drei Einlass- und Auslassventilen erlaubt eine ausreichende Steifigkeit des Zylinderkopfes gegenüber hohen, in dem mit großem Querschnitt ausgebildeten Brennraum auftretenden Verbrennungskräften. Es versteht sich, daß sowohl mehrere Zündkerzen als auch mehrere Einspritzeinheiten im Brennraum für eine optimale Verbrennung und möglichst gute thermodynamische Bedingungen vorgesehen sein können. Die Anordnung der Einzelzylinder 14 und 16 der Fig. 7 entspricht der Anordnung der Fig. 3. Wie schematisch angedeutet, überdeckt der im Zylinderkopf ausgebildete Brennraum 21 die beiden Einzelzylinder und ist in deren Verbindungsbereich etwas eingeschnürt. Für eine Zylinderkopfdichtung stehen zwischen aufeinanderfolgenden, je zwei Einzelzylinder umfassenden Doppelzylindereinheiten genügend große Auflageflächen zur Verfügung. Wie aus Fig. 7 weiter ersichtlich, bestehen für die Gestaltung der Stirnfläche des Zylinderkopfes als Quetschfläche große Freiheiten. Der Brennraum kann so gestaltet werden, dass bereits über den Einzelzylindern Quetschflächen bestehen, wobei für Quetschströmungen durch Gestaltung des im Kopf ausgebildeten Verbindungsbereiches zwischen den Einzelzylindern Freiheiten bestehen. Die Verbindungen zwischen den Zylinderräumen der Einzelzylinder über den im Zylinderkopf ausgebildeten Brennraum kann unterschiedlich gestaltet werden, beispielsweise mit sehr großem Verbindungsquerschnitt und entsprechend großem Brennraum, wodurch die Kompression vermindert wird, oder mit kleinem, die beiden Zylinderräume verbindenden Brennraum. Im Extremfall können die Zylinderräume völlig getrennt voneinander sein, so dass die zugehörigen Brennräume ebenfalls völlig getrennt sind. Es versteht sich, dass in diesem Fall, wenn die Zylinderräume nicht anderweitig, beispielsweise durch deren gemeinsame Wand 18 (Fig. 1) hindurch verbunden sind, jedem Zylinderraum eigene Einlass- und Auslassventile zugeordnet sind.

Fig. 8 zeigt eine Ausführungsform einer Doppelzylindereinheit mit zwei Zylindern 14 und 16, bei der der Zylinderkopf derart gestaltet ist, daß eine Verbindung zwischen den beiden Zylinderräumen im wesentlichen nur durch eine Mulde bzw. Ausnehmung 50 erfolgt, die im Zylinderkopf ausgebildet ist und in der eine Einspritzdüse 52 angeordnet ist. Wenn sich die Kolben 10 und 12 in ihren oberen Totpunkt bewegt haben, besteht der Brennraum auf diese Weise nur aus einer sehr flachen (theoretisch mit der Dicke Null) ausgebildeten Scheibe, die eine durch die Ausnehmung 50 ausgebildete Ausbauchung aufweist. Die beschriebene Ausführungsform eignet sich gut als direkt einspritzender Dieselmotor, bei dem die in herkömmli-

cher Weise im Kolben ausgebildete Brennraummulde in Form der Ausnehmung 50 im Zylinderkopf ausgebildet und beiden Kolben 10, 12 zugeordnet ist.

Fig. 9 zeigt eine Ausführungsform ähnlich der Fig. 8, jedoch mit in der Wand 18 ausgebildeten Schlitten 54, die derart angeordnet sind, dass sie bei einer Bewegung der Kolben 10 und 12 in ihre unteren Totpunkte eine Verbindung zwischen den Zylinderräumen 19, 20 der Einzelzylinder freigeben.

Die Ausführungsform des Doppelkolbenmotors gemäß Fig. 9 eignet sich für einen Zweitaktbetrieb, der wie folgt abläuft:

Wenn sich die Kolben 10 und 12 aus ihrem unteren Totpunkt (etwa die dargestellte Lage) nach oben bewegen, überfahren sie die Schlitten 54, so dass die Verbindung zwischen den Zylinderräumen 19 und 20 unterbrochen wird und über den Kolben befindliche Ladung verdichtet wird. In der Nähe des oberen Totpunktes wird Kraftstoff eingespritzt, der sich bei Dieselmotoren selbst entzündet und bei Ottomotoren fremd gezündet wird. Die Kolben 10 und 12 werden anschließend vom Gasdruck der Verbrennung nach unten bewegt, wobei sie die Schlitten 54 wiederum überfahren. Vorteilhafterweise kurz bevor die Schlitten 54 beim Arbeitshub überfahren werden und die Verbindung zwischen den Zylinderräumen 19 und 20 freigeben, wird das bzw. werden die Auslassventile 28 geöffnet, so dass der Ausstoß verbrannter Ladung beginnt und sich über die Verbindung der Zylinderräume 19 und 20 über den gemeinsamen Brennraum 21 derart fortsetzt, dass bei Überfahren der Schlitten 54 bereits ein weitgehender Druckausgleich zwischen den Zylinderräumen 19, 20 erfolgt ist. Infolge des Spülungsdruckgefälles zwischen dem Druck im Einlasskanal 22, dem Frischladung von einer Ladeeinrichtung unter Überdruck zugeführt wird, und dem niedrigeren Druck im Auslasskanal 28 strömt anschließend Frischladung in den Zylinderraum 20 ein und verdrängt die dort befindliche verbrannte Ladung, die wiederum durch die Schlitten 54 und die Brennkammer 21 hindurch in den Zylinderraum 19 und von dort in den Auslasskanal 24 strömt, so dass sich auch der Zylinderraum 19 mit Frischladung füllt. Wenn sich die Kolben nach Durchlaufen ihres unteren Totpunktes wieder aufwärts bewegen, werden die Ventile geschlossen, vorteilhafterweise das oder die Auslassventile 28 etwas vor dem oder den Einlassventilen, so dass die eingeströmte Frischladung komprimiert wird.



Mit dem erfindungsgemäßen Doppelkolbenmotor ist somit ein als Zweitaktmotor geeigneter Motor geschaffen, der durch die Schlitze 54 und den durch die Ausnehmung des Kopfes gebildeten Brennraum 21 hindurch mit kurzer Spüllänge längs gespült ist. Der Brennraum 21 kann ein außerordentlich kleines Volumen haben, dass auf Null zurückgehen kann, wenn der Kraftstoff direkt in beide Zylinderräume eingespritzt wird.

Als Aufladeeinrichtungen eignen sich Turbolader, motorisch angetriebene Lader sowie weitere, an sich bekannte Ladeeinrichtungen.

Die Höhe der Schlitze 54 ist vorteilhafterweise derart, dass die Oberkante der Schlitze, gemessen von der Oberkante der Kolben in deren unterem Totpunkt aus, zwischen etwa 10 % und 40 % des Kolbenhubs liegt. Die Kolben müssen sich nicht zwangsläufig synchron in ihre oberen Totpunkte bewegen, beispielsweise kann der Kolben 12 seine obere Totpunktlage erst nach dem Kolben 10 erreichen.

Bei dem anhand der Fig. 9 geschilderten erfindungsgemäßen Doppelkolbenmotor haben die Schlitze 54 im wesentlichen nur Verbindungsfunktion und keine Steuerfunktion, wie beispielsweise Auslaß- oder Einlaßventilschlitze.

Damit, während die Kolben die Schlitze 54 überfahren, keine Verbindung zwischen den Zylinderräumen bzw. dem Brennraum und dem Kurbelraum des Doppelkolbenmotors besteht, weisen die Kolben vorteilhafterweise eine Ringbestückung auf, wie sie anhand der Fig. 10 erläutert wird. Der Kolben 12 weist wenigstens einen oberen Kolbenring 56 und einen unteren Kolbenring 58 auf, deren Abstand größer ist als die Höhe der Schlitze 54. Auf diese Weise ist sichergestellt, dass, wenn beispielsweise beim Abwärtshub des Kolbens der untere Kolbenring 58 die Schlitze 54 überfährt, der Zylinderraum 20 über den oberen Kolbenring 56 gasdicht gegenüber dem Kurbelraum gelichtet ist. Während der obere Kolbenring 56 die Schlitze 54 überfährt, erfolgt die gasdichte Abdichtung über den unteren Kolbenring 58. Vorteilhafterweise ist der untere Kolbenring 58 gasdicht, jedoch öldurchlässig, so dass eine ausreichende Laufflächenschmierung gewährleistet ist.

Zweitaktmotoren haben gegenüber Viertaktmotoren den Vorteil größere Drehgleichförmigkeit und bei entsprechender Füllung eines höheren Drehmoments und einer höheren Leistung. Sie sind jedoch nur schwer auf einen breiten Drehzahl- und Leistungsbereich abzustimmen, da

der Ladungswechsel durch Spülung bzw. Verdrängung der verbrannten Ladung durch die Frischladung erfolgt. Insbesondere im leerlaufnahen Bereich arbeiten Zweitaktmotoren daher häufig nicht voll zufriedenstellend. Viertaktmotoren dagegen arbeiten auch im Leerlaufnahen- bzw. Teillastbereich einwandfrei, da die verbrannte Ladung im Ausschubtakt zwangsausgeschoben wird.

Die erfindungsgemäße Doppelkolbenmotor eignet sich für Zweitakt- und Viertaktbetrieb und wird vorteilhafterweise mit einem Ventiltrieb ausgerüstet, der eine Umschaltung zwischen Zweitakt- und Viertaktbetrieb ermöglicht. Vorrichtungen zur Stillsetzung- oder Hubumschaltung von Ventilen sind aus der Literatur zahlreich bekannt. Ein vorteilhaftes und erfindungsgemäßes Beispiel eines Ventiltriebes, der eine Umschaltung zwischen Zweitakt- und Viertaktbetrieb ermöglicht, wird anhand der Fig. 11 bis 13 erläutert.

Fig. 10 zeigt eine Nockenwelle 60 mit zwei Zweitaktnocken 62, zwischen denen ein Viertaktnocken 64 ausgebildet ist. Die Zweitaktnocken weisen je zwei sich gegenüberliegende Nockenerhebungen auf, wohingegen der Viertaktnocken 64 nur eine Erhebung aufweist. Zwischen den Zweitaktnocken 62 und dem Viertaktnocken 64 ist jeweils eine Kreisringfläche 66 ausgebildet.

Anhand der Fig. 12 und 13 wird ein Übertragungsmechanismus beschrieben, mit dem die Drehung der Nocken auf ein Ventil übertragbar ist, wobei zwischen Wirksamkeit der Zweitaktnocken und des Viertaktnockens umgeschaltet werden kann. Fig. 12 zeigt den Übertragungsmechanismus in auseinandergezogener Darstellung. Fig. 13 zeigt ihn in perspektivischer Darstellung in zusammengebautem Zustand. Der Übertragungsmechanismus betätigt ein oder mehrere Ventile 70.

Der Übertragungsmechanismus enthält einen Ventilhebel 72 mit zwei Armen 74 und 76, durch deren freie Enden hindurch sich ein Bolzen 78 erstreckt und die von einem Basisteil 80 ausgehen. In dem Basisteil 80 ist ein nicht dargestellter Verriegelungsmechanismus angeordnet, mittels dessen ein Verriegelungszapfen 82 aus dem Basisteil wahlweise in Richtung zwischen die Arme 74 und 76 oder in Gegenrichtung ausfahrbar ist. Die Arme weisen an ihren Oberseiten Anlageflächen 84 auf.

Weiter gehört zu dem Übertragungsmechanismus ein Innenhebel 86, der zwei Arme 88 aufweist, an deren freien Enden Löcher ausgebildet sind, in denen der Innenhebel 86 am Bolzen 78 zwischen den Armen 74 und 76 des Ventilhebels 72 derart lagerbar ist, dass ein die Arme 88 verbindendes Stegteil 90 des Innenhebels dem Basisteil 80 unmittelbar benachbart ist, so dass der Verriegelungszapfen 82 in eine in dem Stegteil 90 gebildete Ausnehmung eingreifen kann. Zwischen den Armen 88 des Innenhebels 86 ist eine Rolle 92 gelagert.

Zwischen einem Verbindungsblech 94 der Arme 88 und einem Anlageansatz 96 des Ventilhebels 72, der zwischen den Armen 74 und 76 ausgebildet ist, stützt sich eine Feder 98 ab.

Ein insgesamt U-förmiger Außenhebel 100 ist an den freien Enden seiner Arme 102 an dem Bolzen 78 derart gelagert, dass er den Ventilhebel 72 übergreift und ein die Arme 102 verbindender Steg 104 der Außenseite des Basisteils 80 derart benachbart ist, dass der aus dem Basisteil ausfahrbare Verriegelungszapfen in eine Ausnehmung bzw. ein Loch 106 des Stegs eingreift. An den Oberseiten der Arme 102 sind Anlageflächen 108 ausgebildet. Zwischen einem die Arme 102 im Bereich von deren freien Enden verbindenden Verbindungsblech 110 und dem Anlageansatz 96 des Ventilhebels 72 stützt sich eine die Feder 98 durchragende Innenfeder 112 ab.

Fig. 13 zeigt den zusammengebauten Zustand der beschriebenen Bauteile. Im zusammengebauten Zustand sind der Innenhebel 86 und der Außenhebel 100 an dem Bolzen 78 gelagert, der sich durch die Arme aller Hebel hindurch erstreckt. Der Ventilhebel 72 stützt sich einerseits auf einem maschinenfesten Ventilspielausgleichselement 114 mittels des Anlageansatzes 96 und an der Unterseite des Basisteils 80 auf dem Schaft des Ventils 70 ab. Die Nockenwelle 60 ist über der Anordnung gemäß Fig. 13 derart angeordnet, dass im nicht verriegelten Zustand des Innenhebels 86 und des Außenhebels 100, in dem diese Hebel relativ zum Ventilhebel 72 schwenkbar sind, die Anlageflächen 84 des Ventilhebels 72 an den Kreisringflächen 66 der Nockenwelle 60 abstützen, wobei der Ventilhebel 72 in Folge der Kraft des Ventilspielausgleichselement 114 spielfrei am geschlossenen Ventil 70 anliegt. Der Innenhebel 86 wird durch die Kraft der Feder 98 mit der Rolle 92 in permanente Anlage an den Viertaktnocken 64 gedrängt, wobei die Dimensionierungen derart sind, dass bei Überstreichen des Nockengrundkreises sich die im Stegteil 90 ausgebildete Ausnehmung (nicht dargestellt) dem aus dem Basisteil 80 ausfahrbaren Verriegelungszapfen 82 gegenüberliegend befindet.

Wenn sich die Nockenerhebung über die Rolle 92 bewegt, taucht der Innenhebel 96 in den Ventilhebel 72 ein, so dass die Nockenerhebung unwirksam ist.

5 Ähnlich wird der Außenhebel 100 von der Innenfeder 112 gemäß Fig. 11 in Gegenurzeiger-  
richtung gedrängt, so dass die Anlageflächen 108 in permanenter Anlage an den Zweitakt-  
nocken 62 sind, wobei die Dimensionierung derart ist, dass, wenn die Anlageflächen 108 von  
den Grundkreisen der Zweitaktnocken überstrichen werden, sich die Ausnehmung 106 ge-  
genüber der Stelle befindet, aus der ein Verriegelungszapfen aus dem Basisteil 80 ausfahrbar  
ist. Im nicht verriegelten Zustand schwenkt der Außenhebel 100 über den Ventilhebel 72,  
10 wenn die Anlageflächen 108 von den Zweitaktnocken 62 überstrichen werden. Bei entriegel-  
ten Hebeln ist das Ventil 70 somit permanent geschlossen.

Wenn die Verschwenkbarkeit des Innenhebels 88 gegenüber dem Ventilhebel 72 gesperrt ist,  
ist der Viertaktnocken 64 zum Betätigen des Ventils 70 wirksam. Wenn der Außenhebel 100  
15 am Ventilhebel 72 verriegelt ist, sind die Zweitaktnocken 62 wirksam, die, wie für den  
Zweitaktbetrieb erforderlich, das Ventil mit gegenüber dessen Betätigung durch den Viertakt-  
nocken 74 doppelter Frequenz betätigen.

Es versteht sich, dass die Phasenlagen des Viertaktnockens 64 und der Zweitaktnocken 62  
20 derart gewählt sind, dass ein jeweils optimaler Zweitakt- oder Viertaktbetrieb erzielt wird,  
wobei zwischen einer die Nockenwelle 60 antreibenden Kurbelwelle und der Nockenwelle  
zusätzlich in an sich bekannter Weise ein Phasenschieber angeordnet sein kann.

Der in dem Basisteil 80 aufgenommene Schalt- bzw. Verriegelungsmechanismus wird bei-  
25 spielhaft anhand der Fig. 14 und 15 erläutert, die einen Mittelschnitt durch die um den Bolzen  
78 schwenkbar gelagerten Hebel, nämlich den Innenhebel 86 mit der daran gelagerten Rolle  
92, den Ventilhebel 72 und den Außenhebel 100 zeigen.

Gemäß den Figuren weist das auf dem Spielausgleichselement 114 gelagerte Basisteil des  
30 Ventilhebels 72 eine Verbindungsbohrung 116 auf, die in eine in dem Basisteil 80 ausgebil-  
dete Durchgangsbohrung 118 führt, in der der Verriegelungszapfen 82 beweglich geführt ist.  
Der Verriegelungszapfen 82 ist hohl ausgebildet und gemäß Fig. 14 und 15 linksseitig durch  
eine Stirnwand verschlossen und rechtsseitig durch eine Hülse 120, in der der Schaft eines  
insgesamt T-förmigen Trennwandbauteils 122 geführt ist. Der Schaft des Trennwandbauteils

122 ist mittels eines Querszapfens 124 starr mit dem Basisteil 80 verbunden. Damit der Verriegelungszapfen 82 relativ zu dem Trennwandbauteil 122 verschiebbar ist, ist er im Bereich des Querszapfens 124 geschlitzt (nicht dargestellt). Zwischen der Hülse 120 und der Stirnwand des Trennwandbauteils 122 stützt sich eine Feder 126 ab.

5

Die Funktion der beschriebenen Anordnung ist wie folgt:

Wenn die Verbindungsbohrung 116 mit Hydraulikdruck beaufschlagt wird, kann das Hydraulikmittel durch einen Ringraum zwischen dem hohlen Verriegelungszapfen 82 und der Innenseite der Durchgangsbohrung 118 hindurch und durch einen Durchlass 128 in einen Raum 130 zwischen der Stirnwand des Verriegelungszapfens und dem Trennwandbauteil 122 gelangen, so dass der Verriegelungszapfen gemäß Fig. 14 nach links verschoben wird und in die Ausnehmung 106 (Fig. 13) des Außenhebels 100 gelangt, so dass dieser mit dem Ventilhebel 72 verriegelt ist.

15

Wenn der Hydraulikmitteldruck absinkt, schiebt die Feder 126 durch ihren Eingriff an der Hülse 120 des Verriegelungszapfens 82 den Verriegelungszapfen 82 gemäß den Figuren nach rechts, so dass dessen linkes Ende aus der Ausnehmung 106 frei kommt und dasselbe Ende in eine Ausnehmung 132 im Stegteil 90 des Innenhebels 86 gelangt, so dass der Innenhebel mit dem Ventilhebel 72 verriegelt ist. Es versteht sich, dass die Innenseite des hohlen Verriegelungszapfens 82 an der Außenseite des Trennwandbauteils 122 dicht geführt ist.

20

Durch entsprechende Längsdimensionierung des Verriegelungszapfens 82 ist, wie aus den Figuren unmittelbar ersichtlich, sichergestellt, dass der Ventilhebel 72 jeweils nur mit einem von Außenhebel 100 und Innenhebel 86 verriegelt sein kann.

25

Es versteht sich, dass für den beschriebenen Umschalt- und Verriegelungsmechanismus zahlreiche abgeänderte Ausführungsformen möglich sind. Beispielsweise kann durch entsprechende Konstruktion gewährleistet sein, dass sich der Verriegelungszapfen 82 bei einem vorbestimmten Hydraulikmitteldruck in der Stellung befindet, in der er weder mit Außenhebel noch mit Innenhebel verriegelt. Des weiteren kann der Verriegelungsmechanismus beispielsweise ein doppelt wirkender Hydraulikzylinder sein, der federnd in eine Mittellage vorgespannt ist, wobei bei Beaufschlagung eines Druckraums ein Kolben in die eine Richtung und

30

bei Beaufschlagung eines anderen Druckraums mit Hydraulikdruck der Kolben in die andere Richtung bewegt wird.

Die Ansteuerung des Druckniveaus oder eines jeweils mit Druck beaufschlagten Kanals zum Verschieben des Verriegelungszapfens erfolgt über ein Steuergerät entsprechend den Betriebszuständen der Brennkraftmaschine. Der Verriegelungsmechanismus kann bei einer abgeänderten Ausführungsform elektromagnetisch betätigt sein. Es versteht sich, dass der Verriegelungszapfen auch derart ausgebildet sein kann, dass eine gezielte Entriegelung von Innenhebel und Außenhebel, d.h. eine Ventilstillsetzung, nicht vorgesehen ist, sondern in dem einen Zustand der Innenhebel verriegelt ist und in dem anderen Zustand der Außenhebel verriegelt ist.



 Die einzelnen Hebel und Anlageflächen können auch in anderer Weise ausgebildet sein und mit anders angeordneten Nocken zusammenwirken. Das besonders vorteilhafte Merkmal der beschriebenen Anordnung liegt darin, dass das Ventil von zwei unterschiedlich ausgebildeten Nocken über jeweils einen eigenen Abtasthebel, der mit dem Ventilhebel verriegelbar ist, betätigt wird.

Fig. 14 zeigt eine gegenüber Fig. 9 abgeänderte Ausführungsform des Brennraums 21. Auch bei dieser Ausführungsform überlappt der Brennraum 21 die Zylinderräume 19 und 20 nicht vollständig. Er ist jedoch dachförmig ausgebildet. Die Einlaß- und Auslaßventile 26 bzw. 28 sind sowohl im Bereich des Brennraums 21 als auch in dem nicht als Ausnahme ausgebildeten Bereich des Zylinderkopfes über den Zylinderräumen 19 und 20 angeordnet.

 Die Umschaltung zwischen Zwei- und Viertaktbetrieb erfolgt vorteilhafterweise derart, dass der Motor bei kleiner bis mittlerer Last und allen Drehzahlen im Viertaktbetrieb betrieben wird und in Vollastnähe auf Zweitaktbetrieb umgeschaltet wird. Bei hohen Drehzahlen und hoher Last kann, wenn der Ladungswechsel im Zweitaktverfahren instabil oder ineffizient ist, vom Zweitakt- auf Viertaktbetrieb geschaltet werden.

Ein vorteilhaftes Merkmal des erfindungsgemäßen Doppelkolbenmotors, das gerade für den umschaltbaren Betrieb zwischen Zweitakt- und Viertaktbetrieb besonders vorteilhaft ist, liegt darin, dass im Viertaktbetrieb und Aufladung mit Turbolader schon bei niedriger Drehzahl (beispielsweise  $1000 \text{ min}^{-1}$ ) ein Spülgefälle von beispielsweise der Größenordnung von 50

mbar erreicht wird. Dieses Spülgefälle reicht für die Umschaltung auf Zweitaktbetrieb aus, bei dem sofort ein höherer Abgasvolumenstrom erzeugt wird, der den Abgasturbolader beschleunigt und den für ein höheres Spülgefälle erforderlichen Ladedruck rasch zur Verfügung stellt. Da der Motor wegen seiner hohen Drehzahlfestigkeit kleinvolumig ausgelegt werden kann, wird dadurch eine Anfahrschwäche oder einem sogenannten Turboloach entgegen gewirkt.

Der erfindungsgemäße Motor kann in vielfältiger Weise abgeändert werden. Die äußere Bauform kann eine R-Anordnung, eine V-Anordnung, eine Boxer-Anordnung, eine VR-Anordnung oder eine W-Anordnung der einzelnen Doppelzylindereinheiten aufweisen. Es können nicht nur zwei Kolben sondern mehr gleichsinnig arbeitende Kolben mit einem gemeinsamen Brennraum zusammenwirken, so daß entsprechende Mehrzylindereinheiten geschaffen sind. Der Motor lässt sich mit innerer Verbrennung im Otto- oder Dieserverfahren betreiben oder mit externer Energiezufuhr als Stirlingmotor. Er kann im 2-Takt, 4-Takt oder 2\*n-Takt (n ganze Zahl) betrieben werden. An Stelle von drei Einlaß- und Auslaßventilen auch mehr oder weniger Ventile verwendet werden können, wobei die Anzahl der Einlaßventile unterschiedlich von der der Auslaßventile sein kann.

Bei einem Betrieb als Ottomotor im Viertaktverfahren haben die beiden Zylinder 14 und 16 vorteilhafterweise einen gemeinsamen Brennraum. Bei Betrieb als Diesel im Viertaktverfahren sind die Brennräume der Zylinder im wesentlichen vollständig getrennt und lediglich über die Ausnehmung miteinander verbunden. Bei Betrieb als Ottomotor im Zweitaktverfahren ist die Ausbildung vorteilhaft wie anhand der Fig. 7 beschrieben, wobei bei dieser Ausführungsform auch ein Betrieb als Diesel im Zweitaktverfahren möglich ist.

Das Hub-/Bohrungsverhältnis wird bei Ausbildung als Zweitaktmotor tendenziell kurzhubig ausgelegt, was im Hinblick auf die erreichbaren Ventilflächen, die kurze Spüllänge und die erforderlichen Querschnitte der Schlitze vorteilhaft ist. Insgesamt ist es vorteilhaft, die Einzelzylinder kurzhubig bis quadratisch auszulegen.

Die Merkmale der unterschiedlichen Ausführungsformen können miteinander in unterschiedlicher Weise kombiniert werden können. Die Anmelderin behält sich vor, die Umschaltung von Zweitakt- auf Viertaktbetriebe, die am Beispiel des Doppelkolbenmotors erläutert wurde, und/oder den entsprechenden umschaltbaren Ventiltrieb an sich und nicht in Verbindung mit

dem Doppelkolbenmotor zu beanspruchen. Bei entsprechender Gestaltung der Spülung lassen sich auch andere Bauformen mit beiden Arbeitsverfahren betreiben.



BEZUGSZEICHENLISTE

2	Motorgehäuse	70	Ventil
4	Kurbelwelle	72	Ventilhebel
6	Pleuel	74	Arm
8	Pleuel	76	Arm
10	Kolben	78	Bolzen
12	Kolben	80	Basisteil
14	Einzelzylinder	82	Verriegelungszapfen
16	Einzelzylinder	84	Anlagefläche
17	Doppelzylindereinheit	86	Innenhebel
18	Wand	88	Arm
19	Zylinderraum	90	Stegteil
20	Zylinderraum	92	Rolle
21	Brennraum	94	Verbindungsblech
22	Einlasskanal	96	Anlageansatz
24	Auslasskanal	98	Feder
26	Einlassventil	100	Außenhebel
28	Auslassventil	102	Arm
30	Zündkerze	104	Steg
32	Kurbelzapfen	106	Ausnehmung
36	Brückenglied	108	Anlagefläche
38	Ansatz	110	Verbindungsblech
40	Zapfen	112	Innenfläche
42	Nut	114	Spielausgleichselement
44	Kurvenscheibe	116	Verbindungsbohrung
48	Ansatz	118	Durchgangsbohrung
50	Ausnehmung	120	Hülse
52	Einspritzventil	122	Trennwandbauteil
54	Schlitz	124	Querzapfen
56	Kolbenring	126	Feder
58	Kolbenring	128	Durchlass
60	Nockenwelle	130	Raum
62	Zweitaktnocken	132	Ausnehmung
64	Kreisringfläche		

Patentansprüche

1. Hubkolbenbrennkraftmaschine, enthaltend  
wenigstens einen Doppelzylinder (17), in dessen Einzelzylindern (14, 16) je ein Kolben (10,  
5 12) angeordnet ist,  
einem Kurbeltrieb, mit dem die Kolben derart verbunden sind, dass sie sich gleichsin-  
nig in den Einzelzylindern hin- und her bewegen, und  
je einen an die vom Kurbeltrieb abgewandte Seite des zugehörigen Kolbens angren-  
zenden Zylinderraum (19, 20), welche Zylinderräume derart ausgebildet sind, dass sie zumin-  
10 dest während eines Teil der zyklischen Bewegung der Kolben miteinander verbunden sind.
2. Hubkolbenbrennkraftmaschine nach Anspruch 1, wobei die Ausbildung des Kurbel-  
triebs derart ist, dass sich die Kolben gleichzeitig in ihrer oberen Totpunktstellung befinden.
- 15 3. Hubkolbenbrennkraftmaschine nach Anspruch 2, wobei der Kurbeltrieb eine Kurbel-  
welle mit einer Kurbel mit zwei Kurbelzapfenabschnitten aufweist, auf denen je ein mit ei-  
nem der Kolben verbundenes Pleuel (6, 8) gelagert ist, wobei die Achsen (B, C) Kurbelzap-  
fenabschnitte zueinander derart versetzt sind, dass die Pleuel gleichzeitig in ihre Strecklage  
kommen.
- 20 4. Hubkolbenbrennkraftmaschine nach Anspruch 2, wobei der Kurbeltrieb eine Kurbel-  
welle mit einem Kurbelzapfen (32) aufweist, an dem ein Brückenglied (36) gelagert ist, an  
dessen bezogen auf den Kurbelzapfen entgegengesetzten Seiten je ein Pleuel (6, 8) gelagert ist  
und dass eine Führungseinrichtung (38, 40, 42, 44) vorgesehen ist, die das Brückenglied zu-  
25 mindest in der bezogen auf die Bewegungsbahnen der Kolben (10, 12) obersten Stellung des  
Hubzapfens in einer Stellung derart hält, dass sich beide Kolben in ihrer Totpunktstellung  
befinden.
5. Hubkolbenbrennkraftmaschine nach einem der Ansprüche 1 bis 4, wobei die Achsen  
30 der Einzelzylinder (14, 16), bezogen auf die Drehachse (A) der Kurbelwelle (4) axial und  
radial zueinander versetzt sind.
6. Hubkolbenbrennkraftmaschine nach einem der Ansprüche 1 bis 4, wobei die Einzel-  
zylinder (14, 16) parallel zueinander sind.

7. Hubkolbenbrennkraftmaschine nach einem der Ansprüche 1 bis 5, wobei der Abstand zwischen den Achsen der Einzelzylinder (14, 16) mit zunehmender Entfernung von der Kurbelwelle (4) zunimmt.

5

8. Hubkolbenbrennkraftmaschine nach einem der Ansprüche 1 bis 7, wobei die Zylinderräume (19, 20) über einen gemeinsamen Brennraum (20) verbunden sind.

9. Hubkolbenbrennkraftmaschine nach Anspruch 8, wobei in der oberen Totpunktstellung der Kolben (10, 12) der gemeinsame Brennraum im wesentlichen nur durch einen Teilbereich beider Zylinderräume (19, 20) überlappende Auswölbung (50) gebildet ist, in die ein Einspritzventil (52) mündet.

10. Hubkolbenbrennkraftmaschine nach einem der Ansprüche 1 bis 9, wobei der Brennraum drei Einlassventile (26) und drei Auslassventile (28) aufweist.

15

11. Hubkolbenbrennkraftmaschine nach einem der Ansprüche 1 bis 10, wobei die Zylinderräume (19, 20) bei in ihrer unteren Totpunktstellung befindlichen Kolben (10, 12) durch in den Einzelzylindern (14, 16) ausgebildete Schlitze (54) miteinander verbunden sind.

20

12. Hubkolbenbrennkraftmaschine nach Anspruch 11, wobei die Kolben wenigstens jeweils zwei Kolbenringe (96, 98) aufweisen, deren gegenseitiger Abstand größer ist als die axiale Höhe der Schlitze (54).

13. Hubkolbenbrennkraftmaschine nach Anspruch 12, wobei der jeweils untere Kolbenring (98) gasdicht und öldurchlässig dichtet.

25

14. Verfahren zum Betreiben der Hubkolbenbrannkraftmaschine nach einem der Ansprüche 11 bis 13, wobei über dem einen Kolben wenigstens ein Einlassventil und über dem anderen Kolben wenigstens ein Auslassventil angeordnet ist und eine Ladeeinrichtung vorgesehen ist, mit der in einem Ansaugkanal strömungsoberhalb des Einlassventils ein Überdruck erzeugbar ist, bei welchem Verfahren die Ventile derart betätigt werden, dass die Hubkolbenbrennkraftmaschine zumindest in einem Last- und/oder Drehzahlbereich im Zweitaktverfahren

30

ren mit Längsspülung von dem Einlass-seitigen Zylinderraum zu dem Auslass-seitigen Zylinderraum arbeitet.

15. Verfahren nach Anspruch 14, wobei die Ventile derart betätigt werden, dass die Hub-  
5 kolbenbrennkraftmaschine zumindest im Leerlaufbetrieb und/oder bei Schwachlast im Viertaktverfahren arbeitet und in wenigstens einem anderen Lastbereich im Zweitaktverfahren arbeitet.

16. Verfahren nach Anspruch 14 oder 15, wobei das Auslassventil öffnet, bevor die Kol-  
10 ben die Schlitze freigeben.

17. Verfahren nach Anspruch 15 oder 16, wobei das Umschalten zwischen Zwei- und  
Viertaktbetrieb dadurch erfolgt, dass wenigstens ein Nocken einer mit halber Kurbelwellen-  
drehzahl laufenden Nockenwelle im Viertaktbetrieb unwirksam geschaltet wird.

18. Vorrichtung zum Verstellen der Hubfunktion eines Ladungswechselventils einer Kol-  
benbrennkraftmaschine, insbesondere zum Durchführen des Verfahrens nach einem der An-  
sprüche 17 bis 21, enthaltend

eine Nockenwelle (60) mit einem ersten Nocken (64) und einem zweiten Nocken (62),  
20 einen Ventilhebel (72), der an einem maschinenfesten Bauteil schwenkbar gelagert ist  
und sich am Schaft eines Ventils (70) abstützt, welcher Ventilhebel einen Verriegelungsme-  
chanismus enthält,

einen ersten, am Ventilhebel schwenkbar angebrachten Abtasthebel (86) zum Abtasten  
des ersten Nockens (64), und

25 einen zweiten, am Ventilhebel angebrachten Abtasthebel (100) zum Abtasten des  
zweiten Nockens (62), wobei

mittels des Verriegelungsmechanismus wahlweise der erste Abtasthebel (86) oder der  
zweite Abtasthebel (100) mit dem Ventilhebel (72) starr verbindbar ist, so dass bei mit dem  
Ventilhebel verriegelten ersten Abtasthebel das Ventil entsprechend dem ersten Nocken und  
30 bei mit dem Ventilhebel verriegelten zweiten Abtasthebel das Ventil entsprechend dem zwei-  
ten Nocken betätigt wird.

19. Vorrichtung nach Anspruch 18, wobei der Ventilhebel (72) an einem maschinenfesten  
hydraulischen Spielausgleichselement (114) gelagert ist.

20. Vorrichtung nach Anspruch 18 oder 19, wobei die Nockenwelle (60) eine Kreisringfläche (66) aufweist, an der eine Anlagefläche (84) des Ventilhebels (72) bei entriegeltem ersten und zweiten Abtasthebel anliegt.

5

21. Vorrichtung nach einem der Ansprüche 18 bis 20, wobei die Nockenwelle (60) zwei zweite Nocken (62) aufweist, zwischen denen zwei Kreisringflächen (66) ausgebildet sind, zwischen denen der erste Nocken (64) ausgebildet ist, der Ventilhebel (72) zwei Arme (74, 76) mit Anlageflächen (84) zur Anlage an den Kreisringflächen (66) aufweist, welche Arme von einem Basisteil (80) ausgehen, das sich auf dem Schaft des Ventils (70) abstützt und den Verriegelungsmechanismus enthält,

10

der erste Abtasthebel (86) als zwischen den Armen des Ventilhebels (72) vom Basisteil (80) entfernt schwenkbar angebrachter Innenhebel mit einem Abtastglied (92) zum Abtasten des ersten Nockens (64) und einer Ausnehmung zum Eingriff mit einem Verriegelungselement des Verriegelungsmechanismus ausgebildet ist und der zweite Abtasthebel (100) als insgesamt U-förmiger, die Arme und das Basisteil des Ventilhebels (72) zwischen sich aufnehmender, vom Basisteil entfernt schwenkbar angebrachter Außenhebel ausgebildet ist, dessen Arme Anlageelemente (108) zum Abtasten der zweiten Nocken (62) aufweisen und dessen seine Arme verbindender Steg (104) eine Ausnehmung (106) zum Eingriff mit einem Verriegelungselement des Verriegelungsmechanismus aufweist.

15

20

22. Vorrichtung nach einem der Ansprüche 18 bis 21, wobei der erste Abtasthebel (86) in seinem entriegelten Zustand in federnder Anlage am ersten Nocken (64) gehalten wird und der zweite Abtasthebel (100) in seinem entriegelten Zustand in federnder Anlage am zweiten Nocken (62) gehalten wird.

25

23. Vorrichtung nach einem der Ansprüche 18 bis 22, wobei einer der Nocken (62) zum Betrieb der Brennkraftmaschine im Zweitaktverfahren ausgebildet ist und der andere der Nocken (64) zum Betreiben der Brennkraftmaschine im Viertaktbetrieb ausgebildet ist.

Zusammenfassung

Hubkolbenbrennkraftmaschine enthaltend wenigstens einen Doppelzylinder 17, in dessen Einzelzylindern 14, 16 je ein Kolben 10, 12 angeordnet ist, einen Kurbeltrieb, mit dem die  
5 Kolben derart verbunden sind, dass sie sich gleichsinnig in den Einzelzylindern hin- und her bewegen, und je einen an die vom Kurbeltrieb abgewandte Seite des zugehörigen Kolbens angrenzenden Zylinderraum 19, 20, welche Zylinderräume derart ausgebildet sind, dass sie zumindest während eines Teil der zyklischen Bewegung der Kolben miteinander verbunden sind.

10 (Fig. 1)

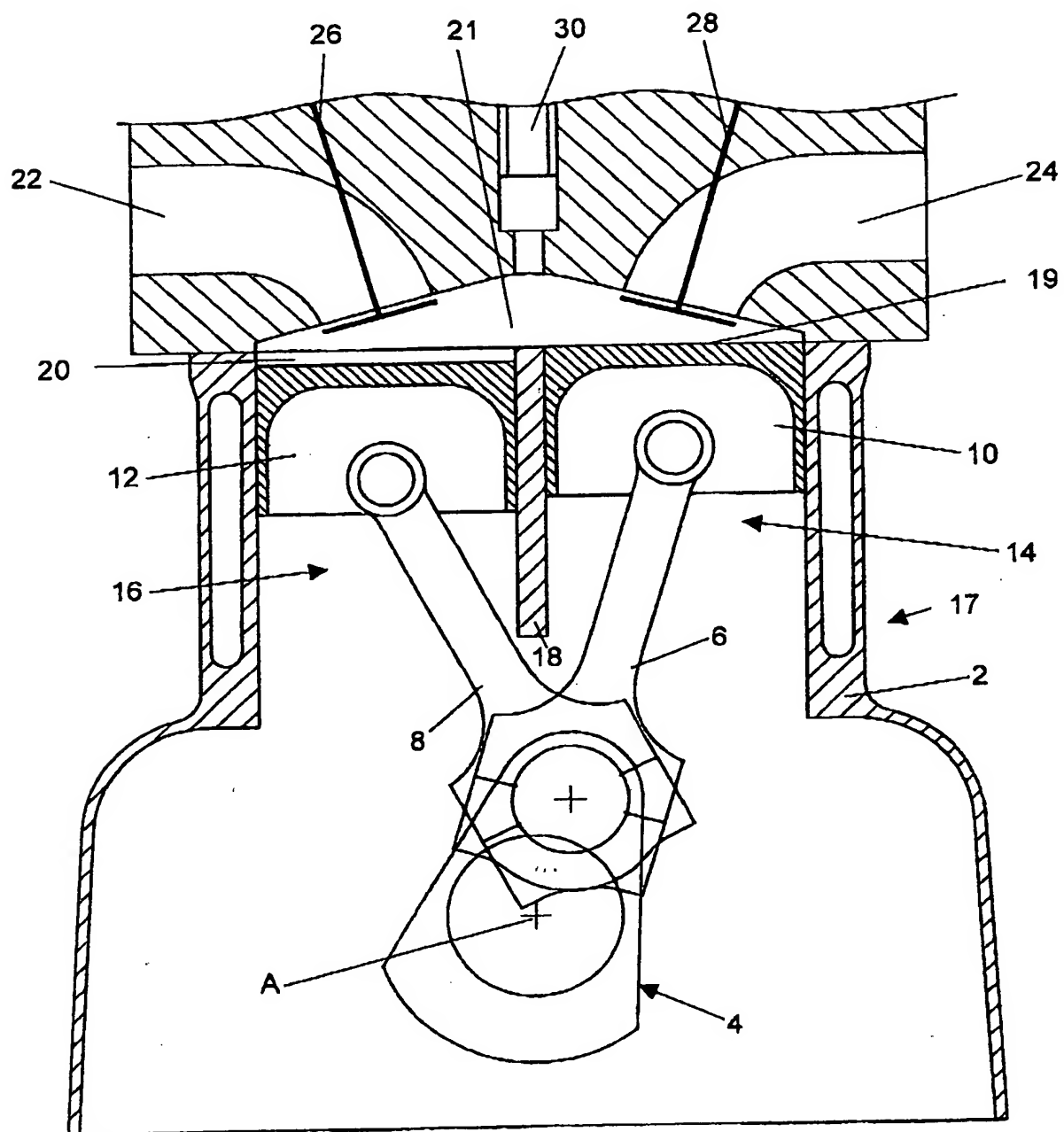
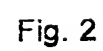


Fig. 1





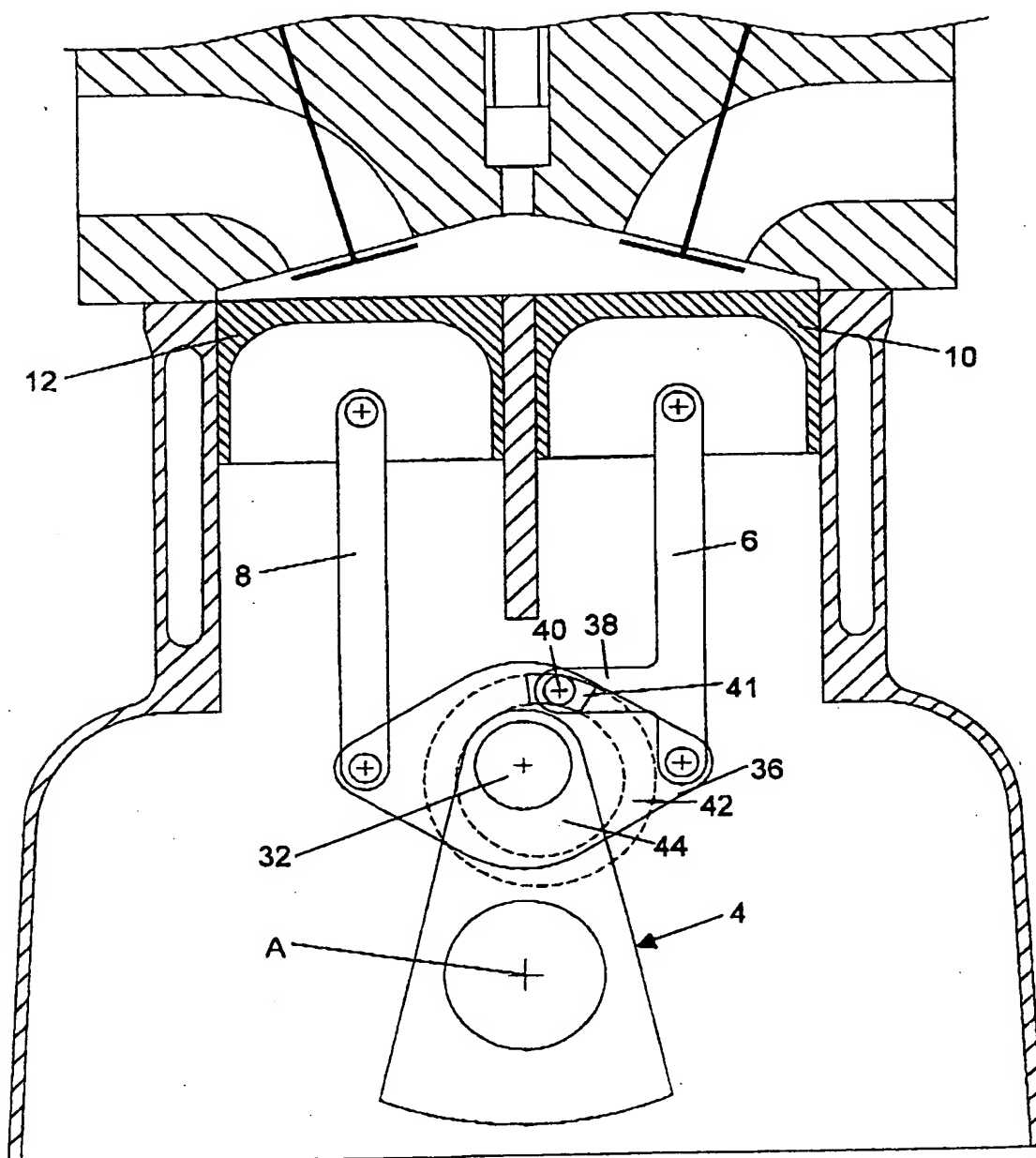
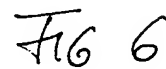
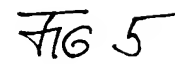


Fig. 4



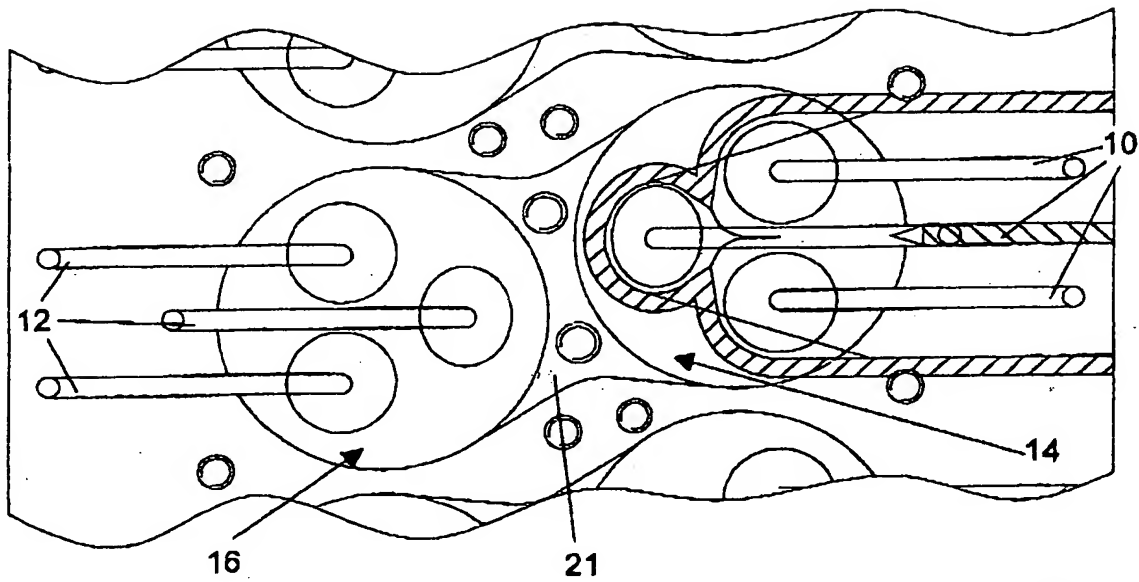


Fig. 7

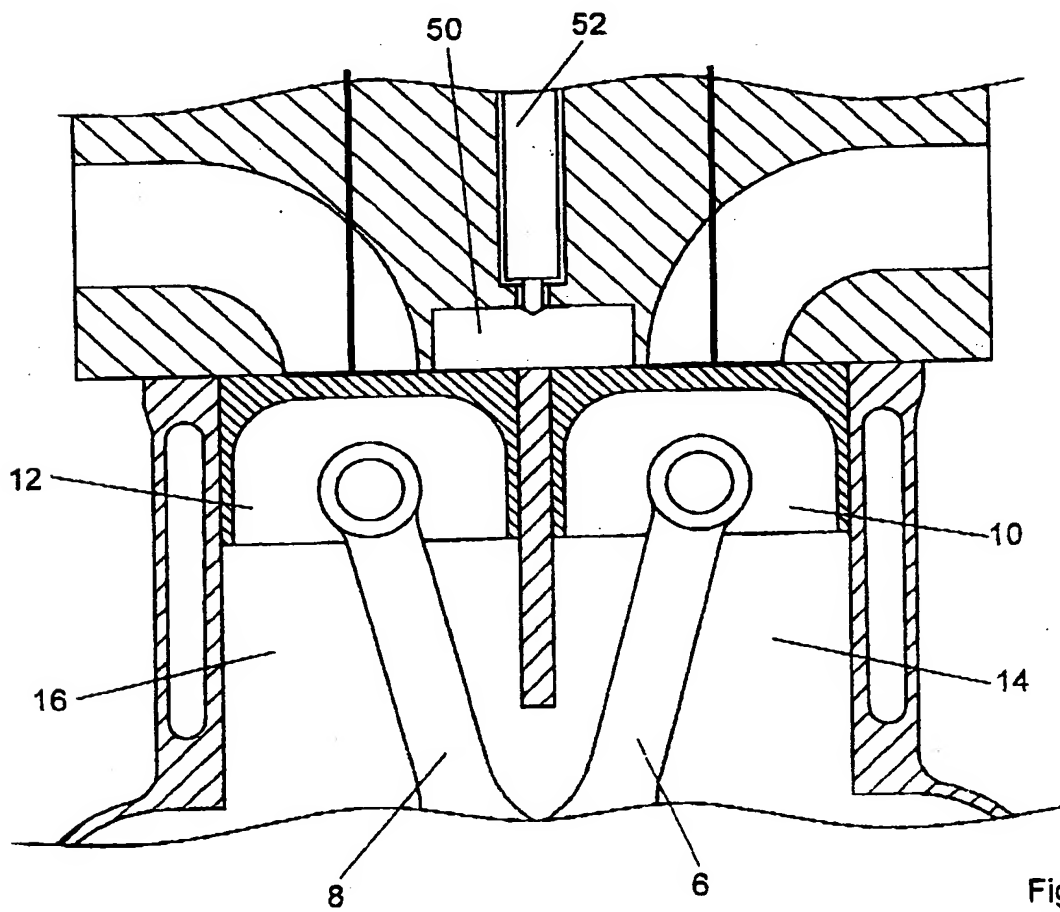


Fig. 8

Fig 9

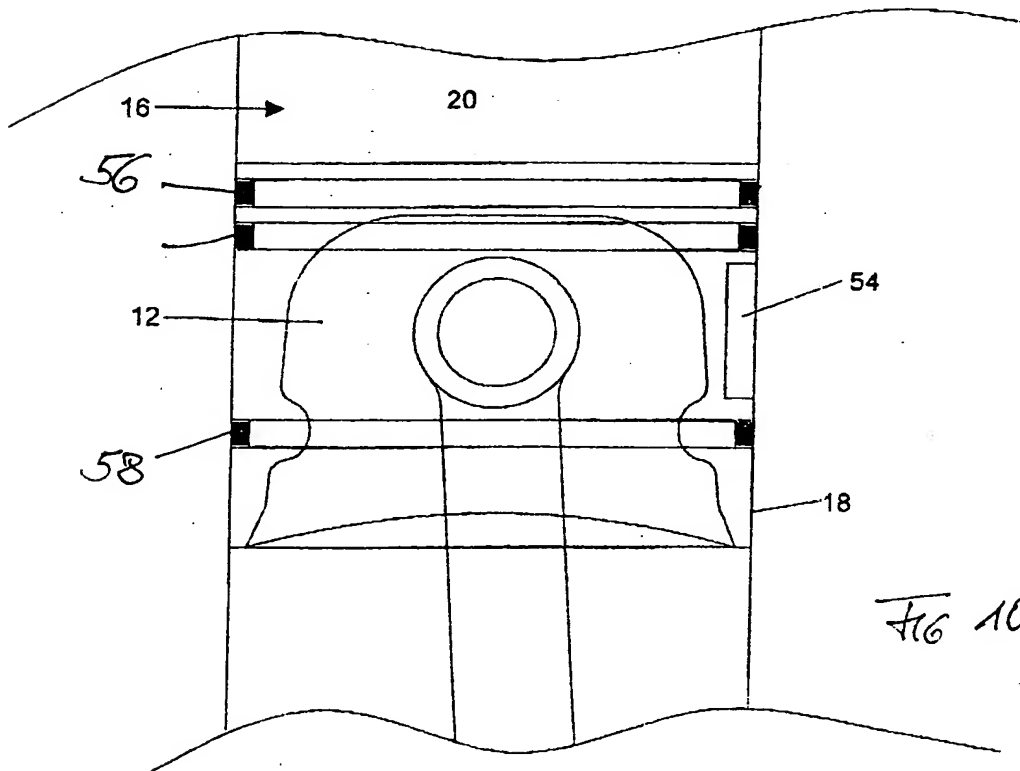
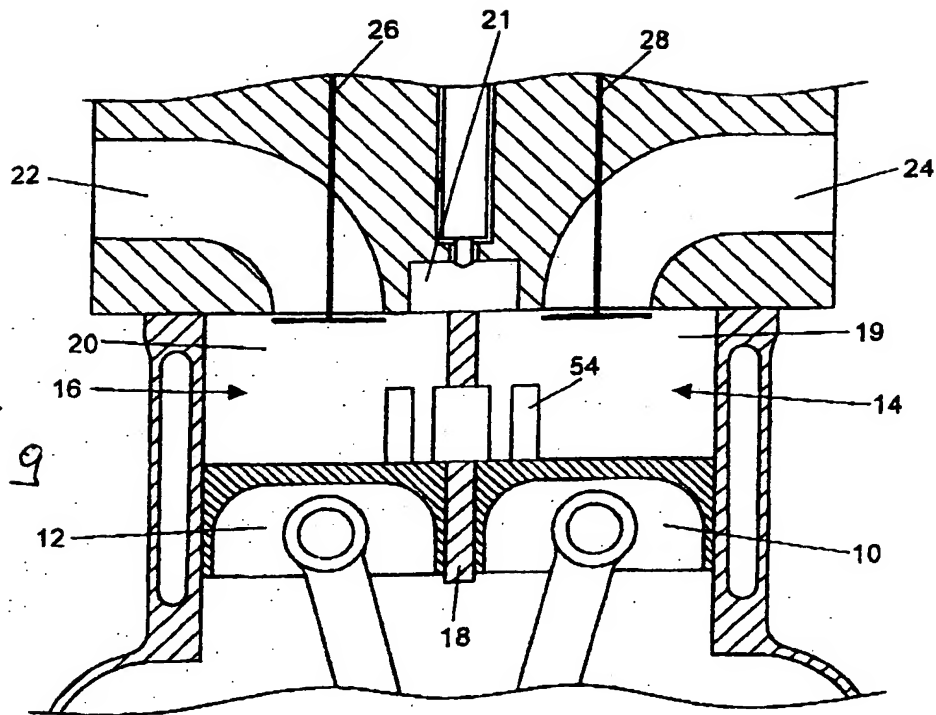


Fig 10

FIG 11

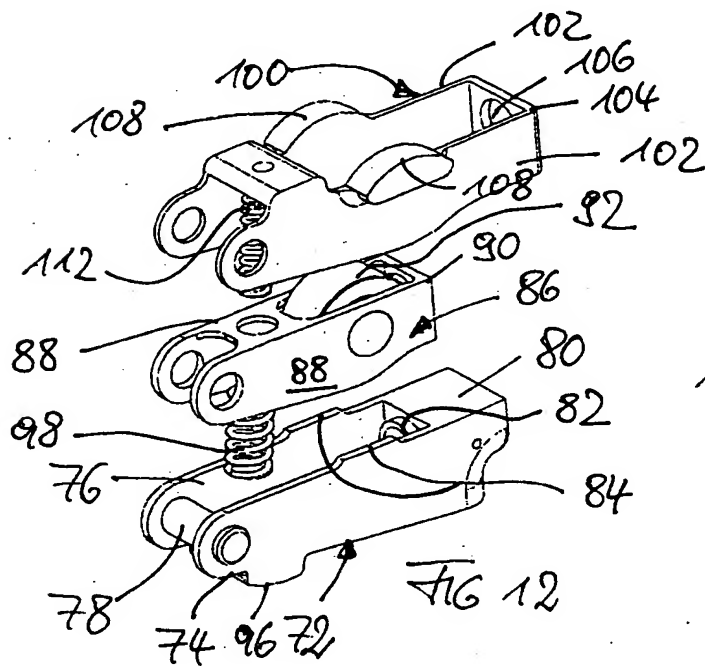
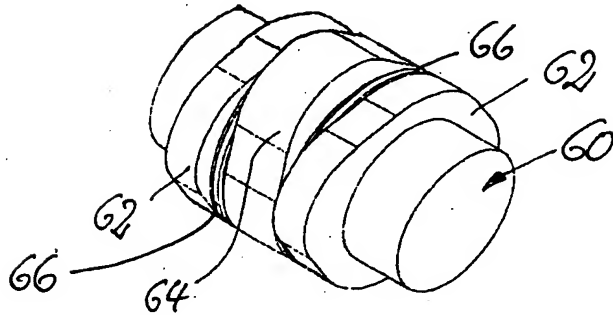


FIG 12

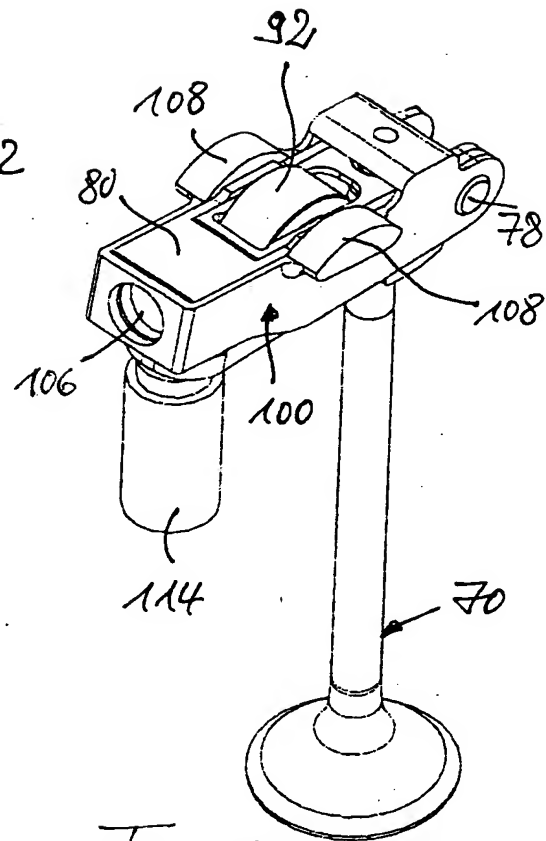


FIG 13

